

HOISTING CRANE UNTUK UMPAN THERESHER PADA PABRIK KELAPA SAWIT BOBOT ANGKAT MAKSIMUM : 5 TON TINGGI ANGKAT MAXSIMUN : 10 M

TUGAS AKHIR

*Diajukan sebagai salah satu syarat
untuk menyelesaikan Studi Pada Fakultas Teknik
Universitas Medan Area*

Oleh :

RONNY PASLA HSB

NIM : 98.813.0010



**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MEDAN AREA
MEDAN
2004**

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 6/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

HOISTNG CRANE
UNTUK UMPAN THERSHER PADA
PABRIK KELAPA SAWIT
BOBOT ANGKAT MAKSIMUM : 5 TON
TINGGI ANGKAT MAKSIMUM : 10 TON

TUGAS AKHIR



OLEH :
NAMA : RONNY PASLA HSB
STB : 98.813.0010

Disetujui :

Pembimbing I

(Ir. Tugiman, MT)

Pembimbing II

(Ir. Amrinsyah)

Mengetahui :



Dekan

(Drs. Dadan Ramdan, M.Eng. Sc)

Ka. Program Studi



(Ir. Darianto, Msc)

UNIVERSITAS MEDAN AREA

Tanggal Lulus :

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 6/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah
3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

4.4 Bantalan Proses Pemutaran Lori	21
4.5 Pemilihan Speed Reducer	24
4.6 Perencanaan Motor Penggerak Pemutar Lori	25
4.7 Penyangga Beban (supporting load)	26
4.8 Konstruksi Pengangkat Pemutar Lori	28
BAB V KONSTRUKSI PENGANGKAT (HOUSTING)	32
5.1 Perencanaan Poros Puli	32
5.2 Perencanaan Tali Pengangkat (Wire Rope)	34
5.2.1 Perhitungan Umur Tali	39
5.3 Perencanaan Puli	40
5.4 Perencanaan Drum	42
5.4.1 Jumlah Lilitan Drum	43
5.4.2 Panjang Alur Heliks Drum	44
5.4.3 Panjang Drum Keseluruhan	44
5.4.4 Tebal Dinding Drum	45
5.4.5 Analisa Kekuatan Drum	45
5.5 Perencanaan Motor	46
5.5.1 Pemeriksaan Motor Terhadap Beban Motor Lebih	47
5.6 Perencanaan Sistem Transmisi Drum	49
5.6.1 Analisa Kekuatan Roda Gigi	50
5.7 Poros Roda Gigi	53
5.8 Perencanaan sistem Transmisi	57
5.8.1 Analisa Kekuatan Roda Gigi	59

5.9 Analisa Rem Terhadap Tekanan Permukaan	63
5.10 Girder (Jembatan)	64
5.10.1 Analisa Terhadap Tegangan Lentur	64
5.10.2 Pemeriksaan Terhadap Defleksi	67
BAB VI MEKANISMA PENGGERAK TROLI	70
6.1 Perencanaan Roda Troli	70
6.2 Poros Roda Troli	71
6.3 Bantalan Roda Troli	73
6.4 Perhitungan Daya Motor Gerak Memanjang	75
BAB VII PERAWATAN	77
BAB VIII KESIMPULAN DAN SARAN	80
A Kesimpulan	80
B Saran-saran	82

LAMPIRAN

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Skets Overhead Travelling Crane	7
Gambar 4.1	Bentuk Rantai Lasan	10
Gambar 4.2	Bentuk Rantai Engsel	11
Gambar 4.3	Sproket Rantai Lasan	14
Gambar 4.4	Dimensi Poros Pemutar Lori	15
Gambar 4.5	Diagram Momen Lentur	16
Gambar 4.6	Bentuk Dan Dimensi Kopleng Cakar	19
Gambar 4.7	Dimensi Profil I	27
Gambar 4.8	Diagram Momen	27
Gambar 4.9	Konstruksi Pengangkat Pemutar Lori	29
Gambar 4.10	Diagram Momen Lentur	29
Gambar 4.11	Gaya Pada Batang A-E	31
Gambar 5.1	Bentuk Dan Dimensi Poros Puli	32
Gambar 5.2	Diagram Momen Lentur	33
Gambar 5.3	A.Diagram Sistem Puli, B.Diagram Pengembangan, C.Diagram Number Of Bend	37
Gambar 5.4	Efisiensi Sistem Puli	38
Gambar 5.5	Dimensi Puli	42
Gambar 5.6	Dimensi Alur Drum (mm)	42
Gambar 5.6.a	Tegangan Tekan Yang Terjadi Pada Drum	46
Gambar 5.7	Transmisi Poros Roda Dan Drum	49
Gambar 5.8	Diagram Momen Lentur	56
Gambar 5.9	Rangkaian Sistem Transmisi	57
Gambar 5.10	Penampang Profil I	67
Gambar 5.11	Defleksi Akibat Bobot Sendiri	68
Gambar 5.12	Defleksi Akibat Beban Gerak	69
Gambar 6.1	Dimensi Roda Troli	70
Gambar 6.2	Bentuk Dan Ukuran Poros Roda Troli	72
Gambar 6.3	Diagram Momen Lentur Poros	72

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1	Faktor V, X, Y Dan Xo, Yo	24
Tabel 5.1	Hubungan Antara NB Dengan D min/d	38
Tabel 5.2	Dimensi Alur Drum (mm)	43
Tabel 4	Ukuran Roda Gigi Mekanisme Pengangkat	50
Tabel	Ukuran Perhitungan Analisa Kekuatan Poros	57
Tabel	Ukuran Roda Gigi	59



BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang Permasalahan

Dalam melakukan aktivitas di lokasi atau di area pabrik, bengkel-bengkel, lokasi industri, tempat penyimpanan dan pembongkaran muatan, kita sering harus memindahkan barang dari suatu tempat ke tempat yang lain, untuk mempermudah pemindahan bahan atau beban tersebut terutama beban berat maka dibutuhkan suatu alat bantu yang biasa disebut dengan “*Alat Pemindah Barang atau pesawat Angkat*”. Alat pemindah bahan ini merupakan sistem mekanisme yang digunakan untuk mengangkat dan memindahkan bebanyanglebih besar dari gaya yang diberikan.

Masalah penggunaan peralatan pemindahan yang untuk melayani pekerjaan merupakan salah satu hal yang penting terutama tepat dalam jangkauan terhadap kapasitas beban yang diberikan. Umumnya pesawat angkat ini digunakan untuk mengangkat beban dalam jumlah yang besar dan jarak pindah yang terbatas.

Pertimbangan teknis dan ekonomis yang tepat untuk menentukan apakah peralatan yang digunakan dapat bekerja secara efisien. Dalam tugas akhir ini penulis ingin merencanakan sebuah alat pemindah bahan yang dibutuhkan untuk memindahkan bahan sebesar 5000 kg dalam sebuah pabrik berukuran gerak memanjang sejauh 18 meter. Peralatan pemindah bahan ini dioperasikan kedalam ruangan sehingga pengaruh angin tidak diperhitungkan dalam perencanaan ini.

1.2 Ruang Lingkup Pembahasan

Karena keterbatasan waktu dalam penulisan skripsi yang diberikan, penulis menganggap perlu membatasi ruang lingkup perencanaan yang ada.

Pembahasan ini hanya meliputi :

1. Perencanaan Rantai
2. Perencanaan Tali Pengangkat
3. Perencanaan Puli
4. Perencanaan Drum
5. Perencanaan Motor
6. Perencanaan Sistem Rem
7. Perencanaan Girder

Adapun perlengkapan yang lain tidak akan dibahas dalam tugas akhir ini.

1.3 Tujuan

Secara teknis perencanaan ini bertujuan untuk merencanakan mesin pemindahan bahan yang sesuai dengan kebutuhan dan diharapkan dapat memberikan gambaran dari hasil perhitungan untuk mendapatkan kesesuaian antara teori-teori yang ada yang terdapat pada struktur dan membandingkannya dengan keadaan di lapangan.

Secara akademis perencanaan ini bertujuan untuk memenuhi persyaratan bagi mahasiswa yang akan menyelesaikan Program S1 di Jurusan Mesin Fakultas Teknik Universitas Medan Area (UMA). Perencanaan ini bertujuan untuk meningkatkan kemampuan mahasiswa dalam mengaplikasikan ilmu pengetahuan yang diperoleh selama mengikuti perkuliahan.

1.4 Manfaat

Secara teknis perencanaan ini berguna mempermudah proses produksi secara efektif, efisien dan lebih ekonomis dalam penggunaan sumber daya manusia .

Secara akademis perencanaan ini diharapkan bermanfaat bagi mahasiswa yang membahas hal yang sama dan pihak yang membutuhkannya.

Bagi penulis sendiri untuk menambah pengetahuan dan wawasan agar lebih siap dalam menghadapi permasalahan serupa di lapangan kerja.



BAB II

PEMBAHASAN MATERI

2.1. Gambaran Umum Permasalahan

Setiap proses produksi dalam perusahaan secara keseluruhan ditentukan oleh pemilihan jenis perlengkapan penanganan bahan yang tepat dan efisiensi operasinya. Sebagai contoh penanganan bahan pada proses produksi di Pabrik Kelapa Sawit PTPN IV PKS Sosa (Tapanuli Selatan).

Tandan buah sawit setelah direbus di sterilizer (tangki uap) yang berada pada lori memerlukan alat bantu untuk memindahkannya ke atas thresher drum yaitu untuk dituangkan ke hopper yang berada pada ketinggian 10 meter dari permukaan lantai. Proses ini dilakukan dengan menggunakan alat bantu berupa alat pemindah bahan dengan kapasitas angkat yang sesuai dengan berat bahan dari lori yang dipindahkan.

2.2 Pemilihan Jenis Alat Pemindahan Bahan

Pemilihan alat bantu yang tepat tidak hanya memerlukan pengetahuan khusus tentang desain suatu mesin saja, tetapi juga memerlukan pengetahuan menyeluruh tentang rangkaian proses produksi dari suatu perusahaan. Ada beberapa faktor yang perlu diperhatikan dalam pemilihan alat pemindah bahan yang digunakan, antara lain:

a. **Jenis Ukuran Beban Yang Dipindahkan**

Pada perencanaan ini jenis bahan yang akan dipindahkan yaitu muatan berupa tandan buah sawit di dalam lori, alat bantu lain yang digunakan adalah 2 buah rantai yang dikaitkan ke puli.

b. **Kapasitas Angkat**

Kapasitas angkat disesuaikan dengan massa beban yang dipindahkan, massa beban yang dipindahkan $\pm 4500-5000$ kg. Selanjutnya dari katalog hoisting crane untuk kapasitas 5000 kg diperoleh kecepatan angkat 12 m/menit dan kecepatan troli 27 m/menit.

c. **Arah dan Jarak Perpindahan**

Lori dipindahkan secara memanjang mengikuti arah sepanjang girde kemudian kembali ke posisi semula, diangkat dan diturunkan. Jarak perpindahan setinggi 10 meter dan sejauh 18 meter.

Dari hasil pertimbangan pemilihan alat bantu diatas, alat pemindahan bahan yang sesuai dipilih melalui gerakan atas (Overhead Travelling Crane), alat ini ditempatkan pada tempat dan ruang tertentu alat pemindah bahan ini direncanakan selain memiliki gerak naik – turun juga gerak memanjang.

2.3 Cara Kerja

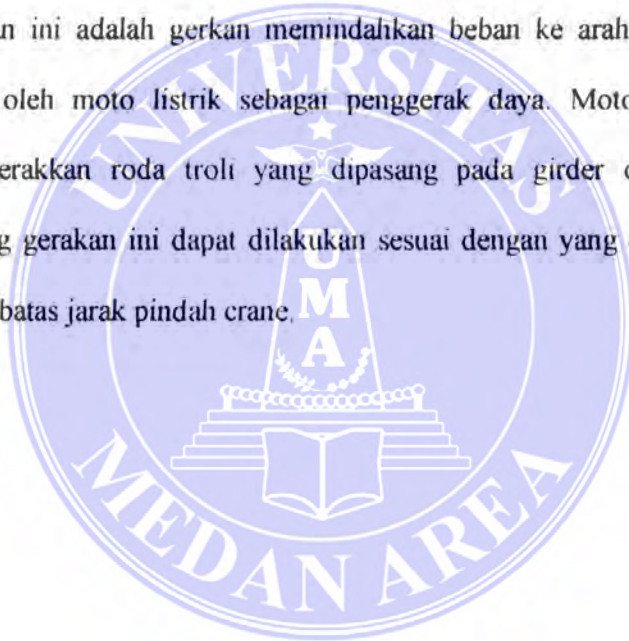
Lori yang berisi tandan buah sawit setelah melalui sterilizer ditarik dengan kapstan disejajarkan dengan thresher drum, selanjutnya lori diangkat dengan dipindahkan ke atas hopper thresher drum, pada saat itu lori diputar untuk menuangkan tandan buah sawit ke hopper. Kemudian lori yang kosong kembali diturunkan sejajar dengan sterilizer.

a. Gerak Naik – Turun

Gerak naik – turun ini adalah gerak menaikkan dan menurunkan lori yang telah digantungkan dengan rantai pada puli. Hal ini digeakkan dengan mekanisme perputaran drum yang dikopel dengan motor listrik sebagai sumber daya. Gerakan ini dapat dihentikan sesuai dengan penetapan yang diinginkan, namun dalam batas jarak pindah atau naik – turun dapat digunakan suatu alat penahan atau rem.

b. Gerak Memanjang

Gerakan ini adalah gerkan memindahkan beban ke arah memanjang yang diatur oleh moto listrik sebagai penggerak daya. Motor listrik ini akan menggerakkan roda troli yang dipasang pada girder dengan mono rel. panjang gerakan ini dapat dilakukan sesuai dengan yang diinginkan, namun dalam batas jarak pindah crane.





Gambar 2.1. Skets Overhead Travelling Crane

Keterangan :

1. Motor Penggerak
2. Girder
3. Hoist
4. Tali Baja
5. Konstruksi Pemutar Lori
6. Lori

BAB III

WAKTU SIKLUS

Waktu siklus crane terdiri dari waktu angkat, gerak memanjang, gerak turun mendekati hopper, gerak penuangan tandan buah sawit, gerak kembali, penempatan lori kosong ke rel pelepasan rantai dari sproket serta kembali menuju lori yang berisi tandan buah sawit lagi.

Dari spesifikasi kecepatan angkat dan memanjang crane dapat diperoleh waktu siklus crane sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 t &= \frac{S}{V} \\
 &= \frac{10 \text{ m}}{12 \text{ m/ment}} \\
 &= 0,83 \text{ menit} \\
 &= 50 \text{ detik}
 \end{aligned}$$

Maka

$$\begin{aligned}
 t_{sc} &= (t_1 + t_2)2 + t_3 + t_4 + t_5 \\
 &= (50 + 40)2 + 15 + 15 + 60 \\
 &= 260 \text{ detik} \rightarrow 4,5 \text{ menit}
 \end{aligned}$$

Pabrik kelapa sawit saat ini mempunyai kapasitas produksi 30ton/jam tandan buah sawit. Jadi waktu siklus crane yang diijinkan untuk mengangkat satu lori adalah :

$$\begin{aligned}
 t_{sc} &= \frac{\text{kapasitas lori}}{\text{kapasitas produksi}} \\
 &= \frac{2500}{30000/60} \\
 &= 5 \text{ menit}
 \end{aligned}$$

- Dimana : t_1, S_1, V_1 = waktu, tinggi dan kecepatan angkat
- t_2, S_2, V_2 = waktu, jarak dan kecepatan memanjang
- t_3 = waktu mendekati hopper = 15 detik
- t_4 = waktu penuangan = 15 detik
- t_5 = waktu penempatan lori ke rel + pelepasan dan pemasangan rantai = 60 detik.
- t_{sc} = waktu siklus crane

karena $t_{sc} < E_{sc}$ maka spesifikasi dari kecepatan angkat memanjang crane ini dapat dipergunakan untuk memenuhi kebutuhan kapasitas produksi pabrik



BAB IV

PERHITUNGAN KOMPONEN

4.1 Rantai (Chain)

Rantai adalah sebagai pengangkat, atau pemindah bahan daya dan putaran yang terdiri dari 2 jenis yaitu : Rantai lasan (welded load chain) dan rantai-rantai engsel (roller chain). Rantai lasan terbuat dari baja bulat panjang (silindris) kemudian dibentuk menjadi mata rantai dan dihubungkan satu sama lain dan terakhir dihubungkan dengan lasan ukuran utama dari rantai lasan dapat dilihat pada gambar di bawah ini :



Gambar 4.1 Bentuk rantai lasan

Keterangan :

B = Lebar bagian luar (mm)

T = Pite (mm)

D = Diameter batang rantai (mm)

L = Panjang rantai bagian luar (mm)

Sedangkan rantai engsel terdiri dari bilah-bilah plat (plat sirip) yang

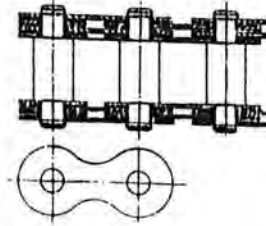
dihubungkan satu sama lain dengan batang pena (pin). Rantai engsel untuk beban

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 6/1/24

ringan terdiri dari 2 plat, namun untuk beban berat jumlah plat ditambah menjadi 12 plat, plat diperkuat dengan pin dan ring (washer) pada ujung pena. Bentuk rantai engsel dapat dilihat pada gambar di bawah ini.



Gambar 4.2. Bentuk rantai engsel

Secara umum rantai engsel jauh lebih baik dari rantai lasan, diantaranya

1. Rantai engsel sangat fleksibel sehingga dapat digunakan untuk sproket yang lebih kecil dengan jumlah gigi yang sedikit.
2. Gesekan pada rantai roller lebih kecil untuk kapasitas pengangkatan yang sama.

Namun dalam perencanaan ini, digunakan rantai lasan, alasan yang lebih mendasar untuk penggunaan rantai lasan adalah bahwa dalam pemakaiannya di lapangan rantai akan perlu dipasang dan dibuka kembali dari beban, dan penggantungannya pada lori harus berada pada keseimbangan sehingga waktu pengangkatan lori tidak miring. Dengan rantai lasan, hal ini relatif mudah dilakukan mengikat pict. Rantai lasan memiliki pict sangat lebar dan pengait antar pict yang rendah pada sarang rantai akan mempermudah dalam penyeimbangan pada saat lori akan diangkat, sedangkan untuk rantai engsel hal ini kurang efisien karena waktu pemasangan perlu dilakukan penyeimbangan antara sproket sebelah kiri terhadap sproket sebelah kanan, sehingga hal ini akan menambah waktu produksi.

Diameter batang rantai direncanakan $d = 16$ mm dengan spesifikasi sebagai berikut :

- Diameter batang rantai $d = 16$ mm
- Lebar bagian luar $B_2 = 56$ mm
- Lebar bagian dalam $B_1 = 24$ mm
- Panjang bagian luar $L = 80$ mm

Tegangan tarik maksimum yang terjadi pada rantai adalah di penampang A-A Yang besarnya :

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{F'}{A} \\ &= \frac{F'}{2 \times \pi d^2 / 4} \quad [1] \\ &= \frac{2500}{2 \times 3,14(16)^2 / 4} \\ &= 6,2 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Dengan faktor keamanan 8 [2] sehingga tenaga tarik ijin menjadi $6,2 \times 8 = 49,6 \text{ kg/mm}^2$. Bahan yang diambil untuk batang rantai ini adalah baja bulat SS50 dengan tegangan tarik bahan 50 kg/mm^2 .

Sproket rantai lasan berfungsi sebagai pengarah rantai lasan pada saat mengangkat beban, sproket untuk rantai lasan dibuat dari besi cor kelabu yang dituang dengan pola presisi. Diameter minimum dari sproket rantai lasan penggerak adalah :

¹ Joseph E. Shigley, Larry D. Mitchell, *Perencanaan Teknik Mesin*, Edisi Keempat, Jilid I, Penerbit Erlangga, Jakarta, 1999, hal : 40

² Ir. Syamsir A. Muin, *Pesawat-Pesawat Pengangkat*, Jakarta 1995 hal : 41

$$D_1 = \sqrt{\left[\frac{L}{\sin \frac{90^\circ}{6}} \right]^2 + \left[\frac{d}{\cos \frac{90^\circ}{6}} \right]^2}$$

³]

Dimana :

D = diameter batang rantai (16 mm)

Z = jumlah gigi pengait (direncanakan 6 gigi)

L = panjang rantai bagian dalam (80 - (2x160) = 48 mm)

Maka :

$$D_1 = \sqrt{\left[\frac{48}{\sin \frac{90^\circ}{6}} \right]^2 + \left[\frac{16}{\cos \frac{90^\circ}{6}} \right]^2}$$

$$= 186 \text{ mm}$$

Dalam perencanaan ini diambil diameter sproket rantai lasan penggerak

D1= 186 mm. Pada penempatan spesifikasi telah ditetapkan bahwa putaran lori adalah 4 rpm, sedangkan poros pemutar lori direncanakan 10 rpm. Jadi besar

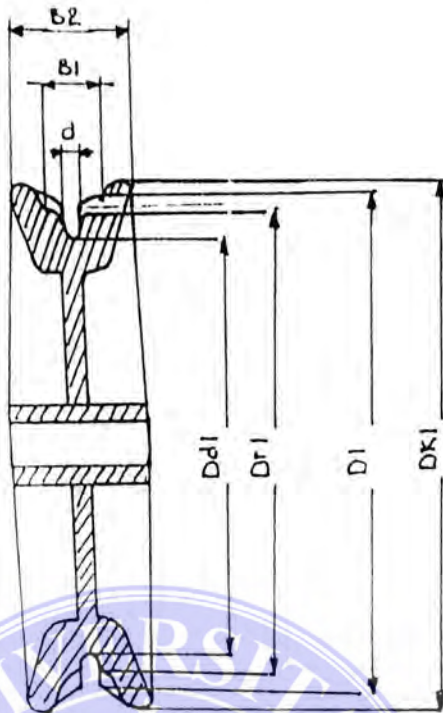
diameter sproket rantai lasan yang digerakkan adalah : $\frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1}$

Maka :

$$D2 = \frac{n_1}{n_2} \times D1 = \frac{10}{4} \times 186 = 465 \text{ mm.}$$

Dimensi sproket rantai lasan penggerak adalah seperti yang terlihat pada gambar di bawah ini.

³Ir. Syamsir A. muin, *Pesawat-pesawat Pengangkat*, Jakarta, 1995, hal : 44



Gambar 4.3. Sproket rantai lasan

- Diameter inti

$$D_1 = 186 \text{ mm}$$

- Diameter dalam

$$D_{d1} = D_1 - \left[\left(\frac{B_2 - d}{2} + 2 \right) \times 2 \right]$$

$$= 186 - 44$$

$$= 142 \text{ mm}$$

- Diameter kepala

$$D_{k1} = D_1 + \left[\left(\frac{B_2 - d}{2} + 2 \right) \times 2 \right]$$

$$= 186 + 44$$

$$= 230 \text{ mm}$$

- Diameter dudukan rantai $D_n = 186 - 16$

$$= 170 \text{ mm}$$

- Lebar sproket rantai lasan bagian bawah $B_1 = 56 \text{ mm}$

Dimensi cakra yang digerakkan adalah :

- Diameter inti $D_2 = 465 \text{ mm}$

- Diameter dalam

$$D_{d2} = D_2 - \left[\left(\frac{B_2 - d}{2} + 2 \right) \times 2 \right]$$

$$= 465 - 44$$

$$= 421 \text{ mm}$$

- Diameter kepala

$$D_{k2} = D_2 + \left[\left(\frac{B_2 - d}{2} + 2 \right) \times 2 \right]$$

$$= 465 + 44$$

$$= 509 \text{ mm}$$

- Diameter dudukan rantai

$$= 465 - 16$$

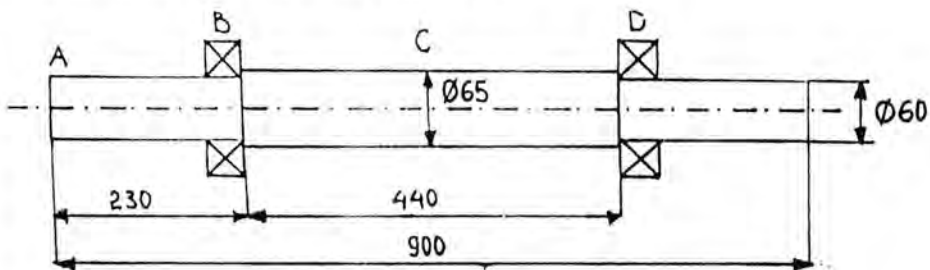
$$= 449 \text{ mm}$$

- Lebar Sproket rantai lasan bagian bawah $B_1 = 56 \text{ mm}$

- Lebar cakra bagian kepala $B_2 = 76 \text{ mm}$

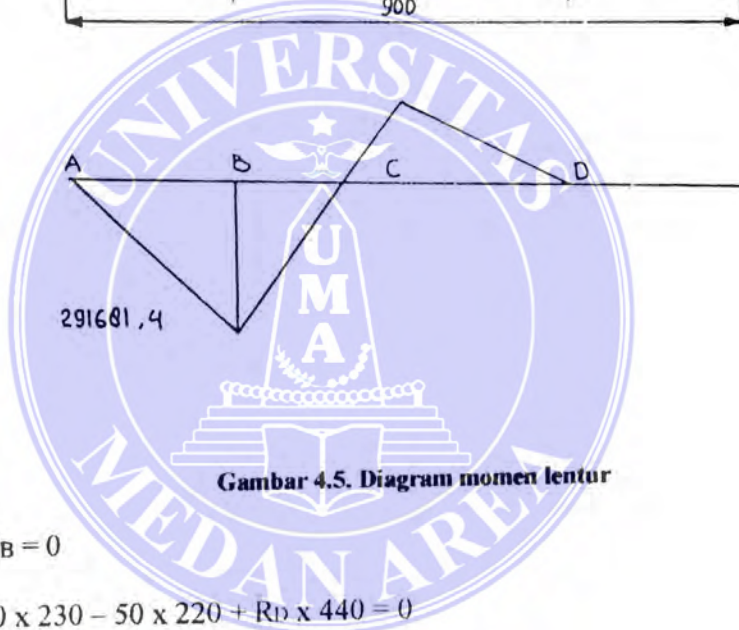
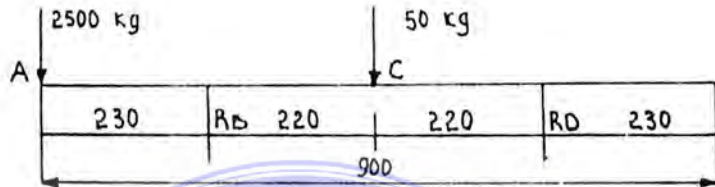
4.2 Poros Pemutar Lori

Poros ini berfungsi sebagai pemutar lori, sehingga buah sawit yang telah direbus di stealizer akan tertuang kedalam hopper. Pos ini akan mengalami pembebanan lentur, panti akan kombinasi. Bentuk dan dimensi dari poros ini adalah seperti terlihat pada gambar 4.4.



Gambar 4.4 Dimensi poros pemutar lori

Diamter poros pemutar lori direncanakan 60 mm. Berat poros itu sendiri diambil 50 kg, sehingga momen lentur yang terjadi seperti terlihat pada gambar 4.5.



Gambar 4.5. Diagram momen lentur

$$+ \sum M_B = 0$$

$$+ 2500 \times 230 - 50 \times 220 + R_D \times 440 = 0$$

$$R_D = + 1281,82 \text{ kg}$$

$$+ \uparrow \sum F_y$$

$$- 2500 + R_B - 50 + R_D = 0$$

$$R_B = -1268,18 \text{ kg}$$

Momen lentur yang terjadi pada titik B adalah :

$$M_b = 1268,18 \times 230 = 291681,4 \text{ kgmm.}$$

Tegangan lentur yang terjadi pada titik B adalah :

$$\sigma_b = \frac{M_b}{Z} = \frac{M_b}{I/c}$$

dengan

Z = momen tahanan (mm^3)

$$Z = \frac{\pi \cdot r^3}{4}$$

$$= \frac{\pi \times (30)^3}{4}$$

$$= 21206 \text{ mm}^3$$

maka

$$\sigma_b = \frac{291681,4}{21206} = 13,75 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan puntir (τ_p) yang terjadi pada poros pemutar lori adalah :

$$\tau_p = \frac{T \cdot 16}{\tau \cdot d^3}$$

dengan

T = torsi yang bekerja pada poros pemutar lori

$$T = [(R_B \cdot \mu + R_D \cdot \mu) + F] \cdot d / 2$$

dengan

$R_B = R_D$ = beban pada bantalan B dan D

μ = koefisien gesekan bantalan bola [4] = 0,0015

F = beban yang diangkat = 5000 kg

⁴ Ir. Jac.Stolk, Ir.C.Kros, *Elemen Mesin*, hal.339

Maka

$$T = [(2304,7 \times 0,0015 \times 245,3 \times 0,0015) \times 2500] \times 60/2$$

$$T = 75115 \text{ kgmm}$$

Maka

$$\tau_p = \frac{75115 \times 16}{\pi \times (60)^3} = 1,77 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan ekivalen (σ) pada poros puli adalah [⁵]

$$\sigma = \sqrt{[(\sigma_b)^2 + 3 \cdot (\tau_p)^2]}$$

$$= \sqrt{[13,75^2 + 3 \cdot (1,77)^2]}$$

$$= 14,08 \text{ kg/mm}^2$$

Dengan memperhitungkan ketidakpastian pada kekuatan $n_s = 1,2$ dan ketidakpastian terhadap beban $n_l = 2$. [⁶]. Tegangan tarik ijin bahan adalah $14,08 \times 2 \times 1,2 = 33,8 \text{ kg/mm}^2$. Bahan poros puli ini diambil dari bahan S30C (AISI 1030) dengan tegangan tarik ijin 48 kg/mm^2 .

4.3 Kopling

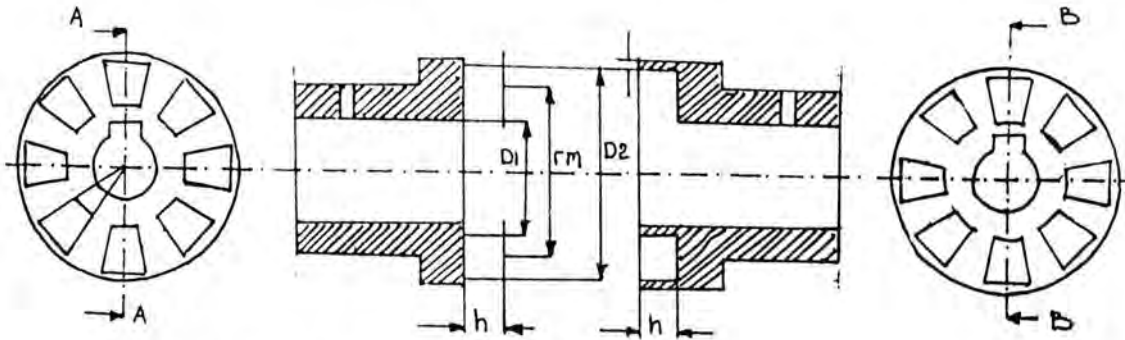
Kopling adalah suatu elemen mesin yang digunakan untuk menghubungkan dua buah sambungan poros penggerak dengan poros yang digerakkan yang fungsinya untuk meneruskan daya dan putaran.

Jenis kipling yang digunakan pada perencanaan ini adalah kopling cakar. Disamping kontruksi kopling ini lebih sederhana juga kopling ini dapat

⁵ Joseph E. Shigley, Larry D. Mitchell, *Perencanaan Teknik Mesin Jilid 1*, hal. 241

⁶ Ibid, hal.232

meneruskan momen dalam dua arah perputaran. Bentuk dan dimensi dari kopling cakrat dapat dilihat pada Gambar 4.6.



Gambar 4.6. Bentuk dan dimensi kopling cakrat

Direncanakan :

$$D1 = 90 \text{ mm}$$

$$D2 = 120 \text{ mm}$$

$$h = 15 \text{ mm}$$

$$r_m = \frac{D1 + D2}{4} = \frac{90 + 120}{4} = 52,5 \text{ mm}$$

Tegangan geser yang terjadi pada setiap cakrat kopling adalah :

$$\tau = \frac{F_1}{A}$$

dimana

F_1 = Total gaya geser akibat torsi (gaya tengensial)

A = luas setiap penampang melintang cakrat

Besar F_1 dan A adalah :

$$J_t = \frac{M_t}{r_m}$$

dimana

$M_t = 75115 \text{ kgmm}$ (pada perencanaan poros lori)

$$J'_1 = \frac{75115}{52,5} = 1430,76$$

$$A = \frac{\pi}{8} (D_2^2 - D_1^2)$$

dengan mengasumsikan bahwa luas cakar adalah $\frac{1}{2}$ dari luas $\frac{\pi}{8} (D_2^2 - D_1^2)$ maka

$$A = \frac{\pi}{8} (120^2 - 90) = 2474 \text{ mm}^2$$

sehingga

$$r = \frac{1430,76}{2474} = 0,57 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan lentur yang terjadi pada cakar adalah :

$$\sigma_h = \frac{M_b}{Z_h}$$

dimana

$$M_b = \frac{F_1 \cdot h}{n}$$

n = jumlah cakar (direncanakan 8 cakar)

$$M_b = \frac{1430,76 \times 40}{8} = 7154$$

$$Z_h = \frac{1}{6} \left(\frac{D_2 - D_1}{2} \right) \left[\frac{\pi (D_2 - D_1)}{4 \cdot n} \right]^2$$

$$= \frac{1}{6} \left(\frac{120 - 90}{2} \right) \left[\frac{\pi (120 - 90)}{4 \times 8} \right]^2$$

$$= 1061 \text{ mm}^3$$

Maka

$$\sigma_h = \frac{7154}{1061} = 6,74 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan geser maksimum yang terjadi pada cakar adalah :

$$\begin{aligned} \tau_{\max} &= \sqrt{\frac{(\sigma_h^2 + 4r^2)}{2}} \\ &= \sqrt{\frac{(6,74)^2 + (4 \times 0,57)^2}{2}} \\ &= 5,03 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Sebagai pertimbangan atas kelelahan puntir pada cakar diambil $S_{t1} = 6,0$ dan akibat adanya alur pasak pada kopling diambil $S_{t2} = 1,5$. Maka tegangan tarik ijin adalah : $5,03 \times 6,0 \times 1,5 = 45,27 \text{ kg/mm}^2$. Bahan yang diambil untuk kopling cakar ini adalah dari baja S45C dengan tegangan tarik 58 kg/mm^2 .

4.4. Bantalan Poros Pemutar Lori

Bantalan berfungsi sebagai penyangga atau penumpu poros sehingga putaran poros dapat berputar secara mulus, aman dan umumnya lebih panjang. Untuk mendapatkan bantalan yang sesuai, terlebih dahulu dicari besarnya beban nominal dinamis spesifik yang harus ditahan oleh bantalan. Type bantalan yang digunakan adalah bantalan bola satu alur. Besarnya beban nominal pada bantalan tersebut dapat dirumuskan [7] :

$$C' = \frac{f_h}{f_n} P$$

dimana

f_n = faktor kecepatan

⁷ Sularso, Kiyokatsu Suga, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, 36

$$fn = \left(\frac{33,3}{n} \right)^3$$

= putaran poros pemutar lori = 10 rpm

$$fn = \left(\frac{33,3}{10} \right)^3$$

= 1,5

fn = faktor umum bantalan (⁸)

$$fn = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}} \rightarrow \text{(untuk bantalan bola)}$$

Dimana untuk umur pemesinan mesin pengangkat diambil $L_h = 15000$ jam [⁹],

sehingga :

$$fn = \sqrt[3]{\frac{1500}{500}}$$

= 3,1

P_r = beban dinamis ekivalen

$$P_r = X_v \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Dengan $V = 1$ untuk cincin dalam berputar dan 1,2 untuk cincin luar yang berputar.

F_a = gaya aksial pada poros pemutar lori ($F_a = 0$)

F_r = gaya reaksi radial pada poros pemutar lori ($R_B = 1268,18$ kg)

$X = 0,56$ (dari Tabel 3.1)

⁸ *ibid*, hal. 136

⁹ *ibid*, hal 137

Maka

$$Pr = (1).(0,56).(1268,18) \text{ kg}$$

$$710,18 \text{ kg}$$

sehingga

$$C = \frac{3,1}{1,5} \times 710,18 = 1467,7 \text{ kg}$$



Tabel 3.1 Faktor V, X, Y dan Xo, Yo.

Jenis bantalan		Beban putar pada cincin dalam	Beban putar pada cincin luar	Baris tunggal		Baris ganda				c	Baris tunggal		Baris ganda	
				F./VFr>e		F./VFr>e		Fa/VFr>e			Xo	Yo	Xo	Yo
				X	Y	X	Y	X	Y					
Bantalan bola dalam	Fa Co 0.014 = 0.028 = 0.056 = 0.084 = 0.11 = 0.17 = 0.28 = 0.42 = 0.56	1	1.2	0.56	1.30	1	0	0.56	2.30	0.19	0.6	0.5	0.6	0.5
				1.45	1.90				1.45	0.22				
				1.31	1.71				1.31	0.26				
				1.15	1.5				1.15	0.28				
				1.04	1.5				1.04	0.30				
				1.00	1.31				1.00	0.34				
				1.00	1.15				1.00	0.38				
				1.00	1.04				1.00	0.42				
Bantalan bola sudut	α = 20° = 25° = 30° = 35° = 40°	1	1.2	0.43	1.00	1	0.78	1.09	0.57	0.5	0.33	1	0.84	
				0.41	0.87			0.92	0.68					
				0.39	0.76			0.63	0.76					
				0.37	0.66			0.60	0.58					
				0.35	0.57			0.57	0.52					

(sumber : Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso dan Kiyokatsu, hal

135)

Dari hasil perhitungan di atas, jenis bantalan yang digunakan adalah bantalan bola satu alur dengan kapasitas nominal spesifik 1467 kg (14398 N). dari katalog bantalan SKF diperoleh bantalan yang sesuai dengan diameter poros $d = 60$ mm dengan kapasitas $C = 19900$ (N). Jumlah bantalan untuk setiap poros sebanyak 2 buah.

4.4. Pemilihan Speed Reducer

Speed reducer atau pengurangan putaran direncanakan dengan konstruksi roda gigi cacing (worm gear). Hal yang penting digunakannya roda gigi cacing adalah kerjanya yang halus dan adanya sifat mengunci sendiri yaitu jika terjadi arah putaran dari roda gigi miring ke cacing, akan dihentikan oleh ulior cacing. Dengan adanya sifat mengunci sendiri pada speed reducer tersebut diharapkan lori akan aman jika terjadi kerusakan pada motor sewaktu beroperasi. Sedangkan

kekurangannya adalah efisiensinya yang rendah terutama jika sudut kisarnya kecil, efisiensinya dapat mencapai 50 %. Pemilihan speed reducer ini didasarkan pada besarnya daya yang diperlukan untuk memutar poros pemutar lori atau momen puntir yang terjadi pada poros. Besarnya momen puntir yang terjadi pada poros pemutar lori adalah :

- Torsi output maksimum : 1485 Nm
- Daya output maksimum : 1,56 KW
- Daya input maksimum : 2,07 kw
- Efisiensi speed reducer : 75%

4.5. Perencanaan Motor Penggerak Pemutar Lori

Penggerak dengan tenaga listrik merupakan pilihan utama diantara jenis penggerak yang tersedia saat ini. Pada perencanaan ini dipilih penggerak dengan menggunakan motor listrik. Pemilihan motor listrik ini didasarkan pada beberapa keuntungan yaitu :

- Berbobot lebih ringan
- Dapat langsung dibebani tanpa pemanasan awal
- Mudah dikendalikan

Daya statis Moto yang diperlukan adalah :

$$P = \frac{M_p \cdot \omega}{\eta} \text{ (Watt)}$$

dengan

M_p = momen puntir yang terjadi pada poros pemutar lori

$$= 150230 \text{ kgmm} = 1473,756 \text{ Nm}$$

ω = Kecepatan sudut pada poros pemutar lori

$$= \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 10}{60} = 1,05 \text{ rad/detik}$$

$\eta =$ efisiensi pada speed reducer (0,71)

maka

$$P = \frac{1473,756 \cdot 1,05}{0,75}$$

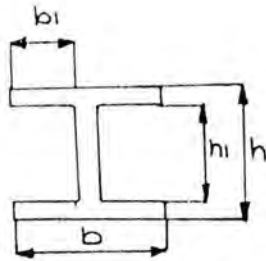
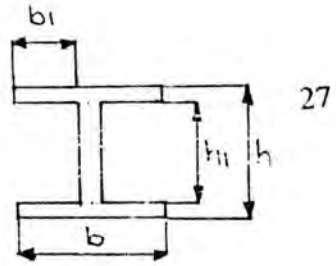
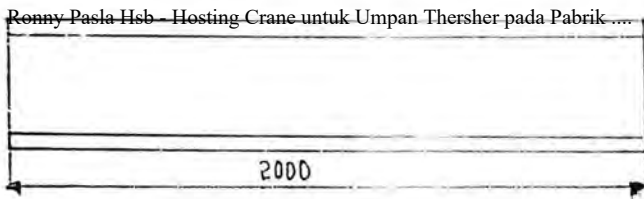
$$= 2012,85 \text{ Watt} = 2,012 \text{ KW}$$

Dari katalog motor (merk-WEG) diambil motor yang sesuai yaitu 2,2 KW dengan mengambil putaran motor yang paling terkecil pada katalog tersebut yaitu 750 rpm. Spesifikasi untuk motor 2,2 KW adalah :

- Daya motor $P = 2,2 \text{ KW}$
- Putaran $n = 750 \text{ rpm}$
- Momen girasi $GD^2 = 0,0658 \text{ kgm}^2$
- Momen statis motor $(M_{rated}) = 3,0 \text{ kgin}$

4.7 Penyangga Beban (*supporting load*)

Penyangga ini didesain agar tahan terhadap tegangan lentur. Penyangga sesuai dengan keinginan direncanakan tidak berputar bebas. Penyangga ini direncanakan dibuat dari kontruksi profil I dengan panjang 2 meter. Berat moto dan speed reducer diambil 100 kg. Untuk mengurangi besarnya tegangan lentur pada profil I dapat dilakukan dengan mengatur jarak tumpuan penahan sedemikian rupa. Adapun dimensi profil I yang digunakan dalam perencanaan ini seperti terlihat pada Gambar 4.7



Gambar 4.7. Dimensi Profil I

Dalam perencanaan ini dimensi profil yang digunakan adalah 250 x 125 x 7 dengan $b = 250$ mm, $b_1 = 243$ mm, $h = 125$ mm, $h_1 = 111$ mm. Diagram momen lentur yang terjadi pada penyangga dapat dilihat pada Gambar 3.8.

$$+\sum M_E = 0$$

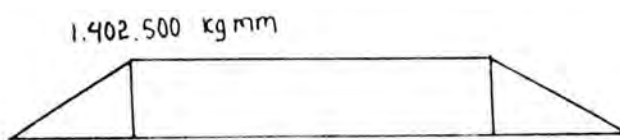
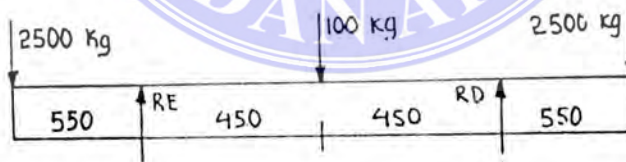
$$+ 2500 \times 550 - 100 \times 450 + R_D \times 900 - 2500 \times 1450 = 0$$

$$R_D = -2550 \text{ kg}$$

$$\uparrow \sum F_Y = 0$$

$$-2500 - 100 + R_E + 2550 - 2500 = 0$$

$$R_E = + 2550 \text{ kg}$$



Gambar 4.8. Diagram momen lentur

Momen lentur maksimum yang terjadi pada titik B adalah :

$$M_b = 550 \times 2550 = 1.402.500 \text{ kgmm.}$$

Tegangan lentur yang terjadi pada titik B adalah :

$$\sigma_b = \frac{M_b}{Z}$$

dimana

Z = momen tahanan

$$= \frac{1}{6}(b.h^2 - b_1.h_1^2)$$

$$= \frac{1}{6}(250 \times (125)^2 - 243 \times (111)^2)$$

$$= 152041,167 \text{ mm}^2$$

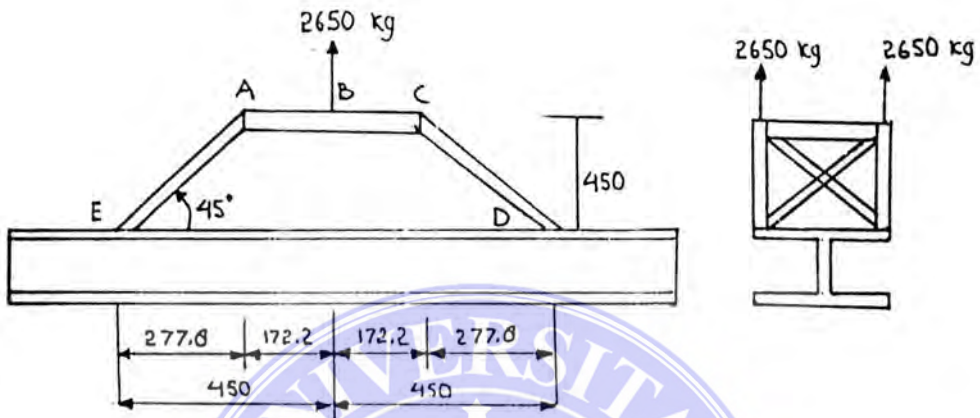
maka diperoleh

$$\sigma_b = \frac{1402500}{152041,167} = 9,2 \text{ kg/mm}^2$$

Dengan memperhitungkan ketidakpastian terhadap kekuatan $n_s = 1,2$ dan ketidakpastian terhadap beban $n_1 = 2$. Tegangan lentur menjadi $9,2 \times 1,2 \times 2 = 22,08 \text{ kg/mm}^2$. Dengan demikian bahan yang diambil untuk penyangga ini adalah S30 C dengan tegangan tarik ijin 42 kg/mm^2 .

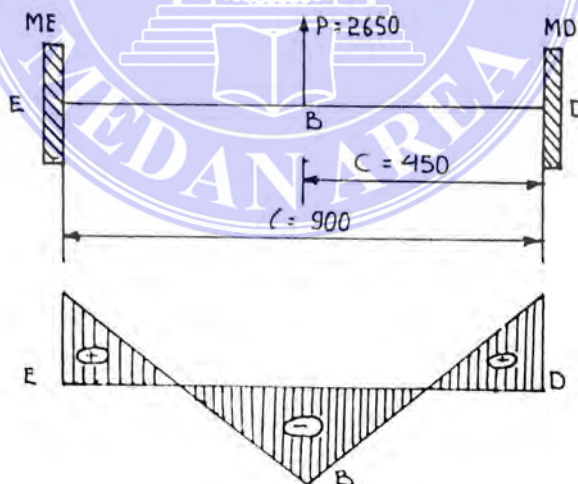
4.8 Konstruksi Pengangkat Pemutar Lori

Konstruksi ini selanjutnya akan didukung oleh konstruksi hoist melalui poros puli dengan dukungan bantalan. Konstruksi ini dirancang sedemikian rupa sehingga dapat mengangkat beban dan berat konstruksi pemutar lori itu sendiri. Berat konstruksi pemutar lori ini diambil sebesar 300 kg. Konstruksi tersebut dapat dilihat pada Gambar 4.9.



Gambar 4.9. Konstuksi pengangkat pemutar lori

Profil yang digunakan untuk konstruksi ini direncanakan dari profil L sama kaki dengan dimensi Profil 70 x 70 x 9 mm. Momen gaya yang bekerja pada E – D adalah:



Gambar 4.10. Diagram momen lentur

Momen lentur yang terjadi pada E dan D adalah ^[10] :

¹⁰ S. Timoshenko, *Dasar-Dasar Perhitungan Kekuatan Bahan*, hal. 245

$$M_E = + \frac{Pc^2(1-c)}{l^2}$$

$$M_E = + \frac{2650.450^2(900-450)}{900^2}$$

$$= + 298125 \text{ kgmm}$$

$$M_E = M_D$$

$$M_E = - \frac{Pc^2(1-c)}{l^3}$$

$$M_E = - \frac{2650.450^2(900-450)}{900^3}$$

$$= -298125 \text{ kgmm}$$

Untuk batang A – C momen lentur yang terjadi pada A dan C dengan cara yang sama dengan di atas diperoleh, $M_A = M_C = 114082,5 \text{ kgmm}$.

Tegangan lentur pada titik E adalah :

$$\sigma_b = \frac{M_b}{Z}$$

dengan

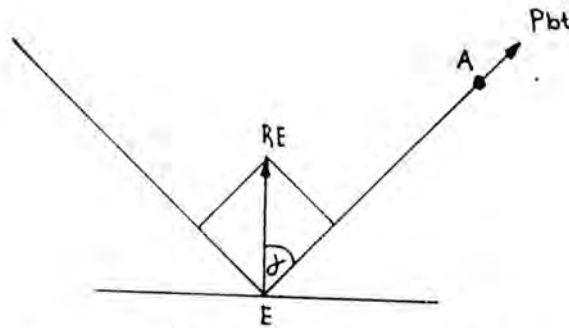
$$Z = \text{momen tahanan (mm)}^3$$

$$= \text{dari table profil, } Z = W_x = 10600 \text{ mm}^3$$

Maka

$$\sigma_b = \frac{298125}{10600} = 28,15 \text{ kg/mm}^2$$

Pada batang A – E akan terjadi tegangan tarik seperti terlihat pada Gambar 4.11 :



Gambar 4.11 Gaya pada batang A - E

$$R_E = \frac{P}{2}$$

$$P_M = R_E \cdot \cos \alpha$$

$$= \frac{2650}{2} \cdot \cos 45$$

$$= 936,92 \text{ kg}$$

dimana P_{bt} = gaya pada batang A-E

Tegangan yang terjadi pada E adalah :

$$\sigma_{maks} = \frac{M_E}{Z} + \frac{P_M}{A}$$

$$= \frac{298125}{10600} + \frac{936,92}{1190}$$

$$= 28,912 \text{ kg/mm}^2$$

Dari perhitungan di atas tegangan tarik terbesar terjadi pada batang A-E sebesar $28,912 \text{ kg/mm}^2$ dengan memperhitungkan ketidakpastian terhadap kekuatan dan beban, sehingga tegangan tiori yang diijinkan adalah $28,912 \times 1,2 \times 2 = 69,4 \text{ kg/mm}^2$. Bahan yang diambil untuk profil ini adalah S50C dengan tegangan tarik ijin bahan 75 kg/mm^2 .

BAB VIII

KESIMPULAN DAN SARAN

A. KESIMPULAN

Dari hasil perencanaan dan perhitungan serta pertimbangan-pertimbangan diatas, maka pada perencanaan overhead travelling crane ini dapat di ambil kesimpulan :

1. Sesifikasi Overhead Travelling Carne

- Kapasitas angkat = 500 Kg
- Tinggi angkat = 10000mm
- jangkauan memanjang = 18000mm
- Kecepatan angkat = 12mm
- Kecepatan memanjang = 27m / menit

1. Pengangkat Pemutar Lori

a. Rantai

- Jenis = Lasan
- Bahan = SS 50
- Diameter batang rantai = 16 mm

2. Perlengkapan Hoist

a. Puli

- Jumlah = 2 buah
- Diameter = 270 mm
- Bahan = Besi cor kelabu

b. Tali baja

- Jenis tali = $6 \times 37 = 222 + 1C$

- Diameter tali = 15 mm

c. Drum

- Diameter drum = 350 mm

- Panjang keseluruhan = 863 mm

- Jumlah lilitan = 39 lilitan

- Tebal Drum = 17 mm

- Bahan = Besi cor kelabu (FC35)

d. Motor penggerak drum

- Jumlah = 1 buah

- Daya = 20 HP (15 KW)

- Putaran = 750 rpm

3. Perlengkapan Penggerak Crane

a. Motor Penggerak Troli

- Jumlah = 1 buah

- Daya = 2 HP (1,5 KW)

- Putaran = 750 rpm

b. Girder

- Dimensi = Propil I (350 x 250 x 9)

- Bahan = S 30 C

B. SARAN-SARAN

Setelah perencanaan ini selesai, penulis merasa perlu untuk memberikan beberapa saran, baik itu mengenai permasalahan yang penulis temui selama proses perencanaan maupun hal-hal lain yang perlu mendapatkan perhatian, yaitu antara lain:

- a. Untuk menjaga keamanan pesawat pemindah bahan ini, maka batas beban maksimum 5000 kg harus benar-bena diperhatikan untuk mencegah terjadinya kerusakan alat.
- b. Untuk menjaga agar keamanan tali pengangkat tetap kuat hendaknya setiap enam (6) tahun sekali tali mesti diganti.
- c. Pesawat angka ini hanya cocok digunakan untuk mengangkat lori dan pesawat angka ini hanya cocok digunakan pada pabrik-pabrik kelapa sawit.
- d. Untuk menjaga agar tidak terjadi kerusakan yang fatal pad mesin ini iharapkan teknisi mengadakan pemeriksaan (Chek Up) setiap 5 bulan sekali.